

⑤ Int.Cl.<sup>4</sup>

識別記号

庁内整理番号

④ 公開 昭和62年(1987)2月16日

F 16 H 55/18

8012-3J

審査請求 未請求 発明の数 1 (全6頁)

⑭ 発明の名称 歯車伝動系のバックラッシュ低減装置

⑰ 特 願 昭60-174620

⑱ 出 願 昭60(1985)8月8日

⑲ 発 明 者 富 田 隆 夫 新座市片山3-16-27

⑳ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉑ 代 理 人 弁理士 渡部 敏彦

日 月 年 田 本

## 1. 発明の名称

歯車伝動系のバックラッシュ低減装置

## 2. 特許請求の範囲

- 互いに噛合する駆動側歯車と被駆動側歯車とを有する歯車伝動系の前記少なくともいずれか一方の歯車を、回転軸に一体回転可能に支持された主歯車と、該主歯車と同軸に相対回転可能に支持された副歯車とより構成すると共に、これら主歯車と副歯車との間に回転に伴う遠心力に応じてその両歯車を相対的に回動させて前記駆動側歯車と被駆動側歯車との間のバックラッシュを低減する第1の手段を設け、更に該第1の手段によるバックラッシュの低減作用を抑制する第2の手段を設けたことを特徴とする歯車伝動系のバックラッシュ低減装置。

## 3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

本発明は、例えば内燃エンジンの動力を、歯車

列を介してカム軸に伝達する動弁カム軸駆動装置等の歯車伝動系に適用されるバックラッシュ低減装置に関する。

(従来技術及びその問題点)

一般に上述したような内燃エンジンの動弁カム軸駆動装置等の歯車伝動系においてはトルク変動があり、該トルク変動に起因してバックラッシュが衝撃荷重を急増させ打音の増加及び伝動系共振での異常荷重による歯車の破損等の問題を生じる。

斯かる問題を解消するため従来、互いに噛合する駆動側歯車と被駆動側歯車のうち、少なくともいずれか一方の歯車を、回転軸に一体回転可能に支持された主歯車と、該主歯車と同軸に相対回転可能に支持された副歯車とより構成すると共に、これら主歯車と副歯車との間に両歯車を相対方向に付勢するばねを介装することにより該ばねの付勢力により主歯車と副歯車の歯部が相対的にずれた状態のところに相手側歯車が挟み込まれる如く噛合されることによりバックラッシュを低減し且つ衝撃力を吸収し得るようにしたものが公知であ

る。

斯かる従来のものは、トルク変動に対しばね力が弱いとバックラッシュ低減効果がなくなってしまう。これを防止するためばね力を強めると、噛合騒音を発生してしまう。

従って、内燃エンジンに使用される歯車伝動系のようにトルク変動が大幅に変化する歯車伝動系に対して、低回転から高回転までの全域に亘ってバックラッシュを確実に低減することは困難であった。

#### (発明の目的)

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、トルク変動が大幅に変化する歯車伝動系に対して、低回転から高回転までの全域に亘ってバックラッシュに起因する噛合騒音を確実に低減し得るようにした歯車伝動系のバックラッシュ低減装置を提供することを目的とする。

#### (問題点を解決するための手段)

上述の問題点を解決するため本発明は、互いに噛合する駆動側歯車と被駆動側歯車とを有する歯

車伝動系の前記少なくともいずれか一方の歯車を、回転軸に一体回転可能に支持された主歯車と、該主歯車と同軸に相対回転可能に支持された副歯車とより構成すると共に、これら主歯車と副歯車との間に回転に伴う遠心力に応じてその両歯車を相対的に回動させて前記駆動側歯車と被駆動側歯車との間のバックラッシュを低減する第1の手段を設け、更に該第1の手段によるバックラッシュの低減作用を抑制する第2の手段を設けたものである。

#### (作用)

主歯車と副歯車の回転に伴う遠心力に応じて、これら両歯車が相対回転し駆動側歯車と被駆動側歯車との間のバックラッシュを最小限にし、トルク変動が大幅に変化する歯車伝動系に対して低回転から高回転までの全回転域に亘って衝撃音を確実に低減することができる。また、遠心力が十分作用しない時には前記バックラッシュの低減作用が抑制されることにより、主歯車と副歯車の粗込みが容易となる。

#### (実施例)

以下、本発明の一実施例を図面に基づき説明する。第1図は本発明のバックラッシュ低減装置を備えたV型多気筒エンジンの動弁カム軸駆動装置の側面図で、同図中1, 1'はシリンダ2, 2'に収められたピストンで、これらピストン1, 1'はコンロッド3, 3'を介してクランク軸4に連結され、ピストン1, 1'の往復運動に伴いクランク軸4が回転される。該クランク軸5と噛合する被駆動側アイドル歯車6、該被駆動側アイドル歯車6と同軸回転する駆動側アイドル歯車7、該駆動側アイドル歯車7と噛合する中間アイドル歯車8, 8'、これら中間アイドル歯車8, 8'に噛合する終段アイドル歯車9, 9'、及びこれらの終段アイドル歯車9, 9'に噛合するカム歯車10, 11, 10', 11'をそれぞれ介して各シリンダ2, 2'の吸入弁12, 12'、及び排気弁13, 13'の各カム軸14, 14'及び15, 15'にそれぞれ伝達される。このような動弁カム軸駆動装置において互いに噛合する歯車

間であれば、いずれの歯車でも本発明のバックラッシュ低減装置は適用し得るものであるが、本実施例においては駆動側アイドル歯車7と中間アイドル歯車8, 8'とに適用したものである。即ち、第2図及び第3図に示すように駆動側アイドル歯車7は、その回転軸16に一体回転可能に支持された主歯車17と、該回転軸16に相対回転可能に支持された副歯車18とより構成されており、これら主歯車17と副歯車18は互いにその対向面が摺接した状態となって、被駆動側である中間アイドル歯車8, 8'と噛合している。

前記主歯車17の副歯車18との対向面には周方向に等配して複数(例えば3個)の溝19が設けられている。これらの各溝19は同一形状で、前記主歯車17の周方向に沿う両側面19a, 19bが該主歯車17と同心円弧面となっている。また、前記各溝19の周方向一端面19cは前記主歯車17の径方向に沿う平坦面となっている。更に、前記各溝19の周方向他端面19dは後述する重鋳部材が挟持される一方の挟持面Bとされ、該挟

持面Bは前記主歯車17の中心Oを通る軸線L上のある点Mを基準として該軸線Lに対して所定角度 $\theta_1$ 傾斜している。

前記主歯車17の溝19に対応して前記副歯車18の主歯車17との対向面には、周方向に等配して前記溝19と同数の突部20が突設されている。これら突部20は前記溝19内に周方向に摺動自在に嵌装されている。前記各突部20は互いに同一構成で、前記副歯車18の周方向に沿う両側面20a、20bが該副歯車18と同心円弧面となっている。また、前記各突部20の周方向一端面20cは前記副歯車18の径方向に沿う平坦面となっている。更に、前記各突部20の周方向他端面20dは前記一方の挟持面Bと所定間隔を存して対向する他方の挟持面Aとされ、該挟持面Aは前記副歯車18の中心Oを通る軸線L上のある点Mを基準として該軸線Lに対して所定角度 $\theta_2$ 傾斜している。該他方の挟持面Aの傾斜角度 $\theta_2$ と前記一方の挟持面Bの傾斜角度 $\theta_1$ とは互いに異なり、これら両傾斜角度 $\theta_1$ と $\theta_2$ との和

が挟持角 $\theta$ となっている。なお、傾斜角度 $\theta_1$ と $\theta_2$ とは $\theta_1 = \theta_2$ 或は $\theta_1 \neq \theta_2$ でもよく、また、外周側に進むに従って傾斜角度 $\theta_1$ 及び $\theta_2$ が上記と逆方向、即ち漸次増大するように変化させてもよい。

前記一方の挟持面Bと他方の挟持面Aとの間には重錘部材（バックラッシュを低減する第1の手段）21が主歯車17の径方向に沿って移動可能に収納されている。この重錘部材21は帯磁性金属よりなる断面円形コロ状（球状、或は駒形状等でもよい）をなし、その軸線を回転軸16の軸線と平行に向けて配設されている。これら重錘部材21は主歯車17と副歯車18の回転に伴う遠心力にて外周側に移動し前記両挟持面A、Bを介して前記主歯車17と副歯車18とを相対的に回転させることにより、前記駆動側アイドル歯車7と中間アイドル歯車8との間のバックラッシュを低減し得る。

前記主歯車17には前記各溝19の周方向に沿う一側面19bの一端側に位置して永久磁石等よ

りなるマグネット（前記重錘部材21によるバックラッシュ低減作用を抑制する第2の手段）22が埋設されている。これらマグネット22は前記溝19の一側面19bと略均一面とされて、遠心力の小さな時において重錘部材21を主歯車17の中心側、即ちセラシ力を解除する方向に吸着するようになっている。

次に、上記構成になる本発明の歯車伝動系のバックラッシュ低減装置の作用を第4図を参照して説明する。駆動側歯車である駆動側アイドル歯車7の主歯車17と、副歯車18の回転動力は被駆動側歯車である中間アイドル歯車8に、該中間アイドル歯車8と主歯車17との噛合点Kを介して伝達されるが、ここで、主歯車17と中間アイドル歯車8との間の噛合点Kにバックラッシュが存在する場合を考える。各歯車17、18は、その回転に伴いトルク変動により中間アイドル歯車8の一対の歯面の間を振動することとなる。その結果、各挟持面A、Bの周方向の間隔は拡大・縮小を繰り返すこととなるが、その拡大時に重錘部材

21は回転軸16の回転により生ずる遠心力によって、マグネット22の吸着力に抗して両挟持面A、B間に挟み込まれる。即ち、遠心力は主に重錘部材21がバックラッシュを最小にする方向への移動に用いられる。更に、この両挟持面A、B間に挟込まれた重錘部材21はこの両挟持面A、Bの成す角度（挟持角） $\theta$ （ $= \theta_1 + \theta_2$ ）に応じて軸線中心方向にはじき出す力Pと、歯車の周方向に働く力により生ずる力N、N'と、重錘部材21と両挟持面A、Bとの間の摩擦力F（ $= \mu N$ ）、F'（ $= \mu N'$ ）（但し、 $\mu$ ：摩擦係数）との釣り合いによって、重錘部材21を略定位置に保持する如くなる。また、高回転域に移行するに従って、重錘部材21には遠心力が増大し、該遠心力が更に前記力Pに抗して重錘部材21を前記両挟持面A、B間に保持する力を増大させるからトルク変動に抗してバックラッシュ最小の位置で釣り合うこととなり、低回転から高回転の全域に亘ってバックラッシュに起因する噛合騒音を低減することができる。

ここで重要なことは重錘部材21の釣合条件が両挟持面A、B間の挟持角 $\theta$ 及び重錘部材21の挟持面A、Bとの接触部の摩擦係数 $\mu$ の関数で、歯面から受ける強大な力N、N'には関係しないことである。従って、力PがF、F'の合力と略釣り合うように摩擦係数 $\mu$ と挟持角 $\theta$ を設定すれば前記釣合条件以外の遠心力により生ずる小さな力で大きなトルク伝達力及びバックラッシュによる衝撃荷重を受けることができる。また、挟持面A、Bの傾斜角度 $\theta_1$ と $\theta_2$ は互いに異なっているため、第4図に示すように、遠心力にて重錘部材21は矢印CQ方向に移動し、その一方の分力は矢印CN'となり、他方の分力は矢印CNとなつて一方の分力CN'が他方の分力CNよりも小さくなることによって、重錘部材21には第4図中時計方向への回転力が作用し、重錘部材21の挟持面A、Bとの当接面は常に動摩擦となり、該重錘部材21の作用力が安定すると共に、同一面で荷重を受けることがないので偏摩擦等を生じることがなく、重錘部材21の作動が安定する。

制的に解除された状態となる。

この第2実施例におけるその他の構成及び作用は上述した第1実施例と同一であるので、図面に同一符号を付してその説明を省略する。

第6図は本発明の第3実施例を示すもので、この実施例は重錘部材21をコイルばね24により主歯車17の中心側に付勢すると共に、各突部20の周方向一端面中央にV型の溝25を設け、該溝25にボール26を介して第2の手段であるコイルばね22'の一端を当接させ、該コイルばね22'の他端を主歯車17の溝19の周方向一端面19cの略中央に設けた嵌装孔27の内端面に当接させた点が、上述の第1実施例と異なる。前記コイルばね24は前記主歯車17の溝19の周方向に沿う一側面19bの一端側に設けた嵌装孔28に嵌装されている。そして、遠心力が小さな低速回転時には、重錘部材21は第2の手段であるコイルばね22'の付勢力により、コイルばね24の付勢力に抗して主歯車17の中心側に押圧移動されて、セラシカが強制的に解除された状態とな

一方、マグネット22の吸着力に打ち勝つだけの遠心力が発生しない時には、マグネット22により重錘部材21は吸着されて主歯車17の中心側に保持されて冷間時にセラシカが強制的に解除された状態となる。これにより遠心力が小さな低速回転時におけるバックラッシュが大となり、主歯車17と副歯車18との組込みが容易になると共に、セラシカの解除が確実に行なわれる。

第5図は本発明の第2実施例を示すもので、重錘部材21のバックラッシュ低減作用を抑制する第2の手段の構成のみが上述の第1実施例と異なるものである。即ち、この実施例の第2の手段22'はコイルばねにて構成したもので、該コイルばね22'は主歯車17の各溝19の周方向に沿う他側面19aの一端側に位置して設けた嵌装孔23内に嵌装されている。そして、主歯車17及び副歯車18の回転数が低く、コイルばね22'の付勢力に打ち勝つだけの遠心力が発生しない時には、コイルばね22'により重錘部材21は主歯車17の中心側に押圧保持されて冷間時にセラシカが強

る。なお、この第3実施例におけるその他の構成及び作用は上述した第1実施例と同一であるから図面の同一部分に同一符号を付してその説明を省略する。

更に、第1の手段によるバックラッシュの低減作用を抑制する第2の手段としては上述のマグネットやコイルばねのみに限らず、油圧などの他の力を利用することもできる。また、組付時歯車を水平位置にして振動を加えれば、重錘部材21の重量を利用して重錘部材21を主歯車17の中心側所定位置に戻すようにしてもよい。

また、上記各実施例においては、本発明のバックラッシュ低減装置を、内燃機関の動弁カム軸駆動装置に適用した場合について説明したが、これに限られることなく、互いに噛合する駆動側歯車と被駆動側歯車とを有する歯車伝動系であればいかなるものでも本発明は適用可能である。

(発明の効果)

以上詳述した如く本発明の歯車伝動系のバックラッシュ低減装置は、互いに噛合する駆動側歯車

と被駆動側歯車とを有する歯車伝動系の前記少なくともともいづれか一方の歯車を、回転軸に一体回転可能に支持された主歯車と、該主歯車と同軸に相對回転可能に支持された副歯車とより構成すると共に、これら主歯車と副歯車との間に回転に伴う遠心力に応じてその両歯車を相対的に回動させて前記駆動側歯車と被駆動側歯車との間のバックラッシュを低減する第1の手段を設け、更に該第1の手段によるバックラッシュの低減作用を抑制する第2の手段を設けたものである。

従って、トルク変動が大幅に変化する歯車伝動系に対して低回転から高回転までの全域に亘ってバックラッシュを確実に低減し得、打音を生じることがなく衝撃荷重も減少し得、全回転域においても啮合騒音を生じることがない。また、遠心力が十分作用しない時には前記バックラッシュの低減作用が抑制されることにより、セラシ力の解除が確実に行なわれると共に、主歯車と副歯車の組込みが容易である等の効果を奏する。

#### 4. 図面の簡単な説明

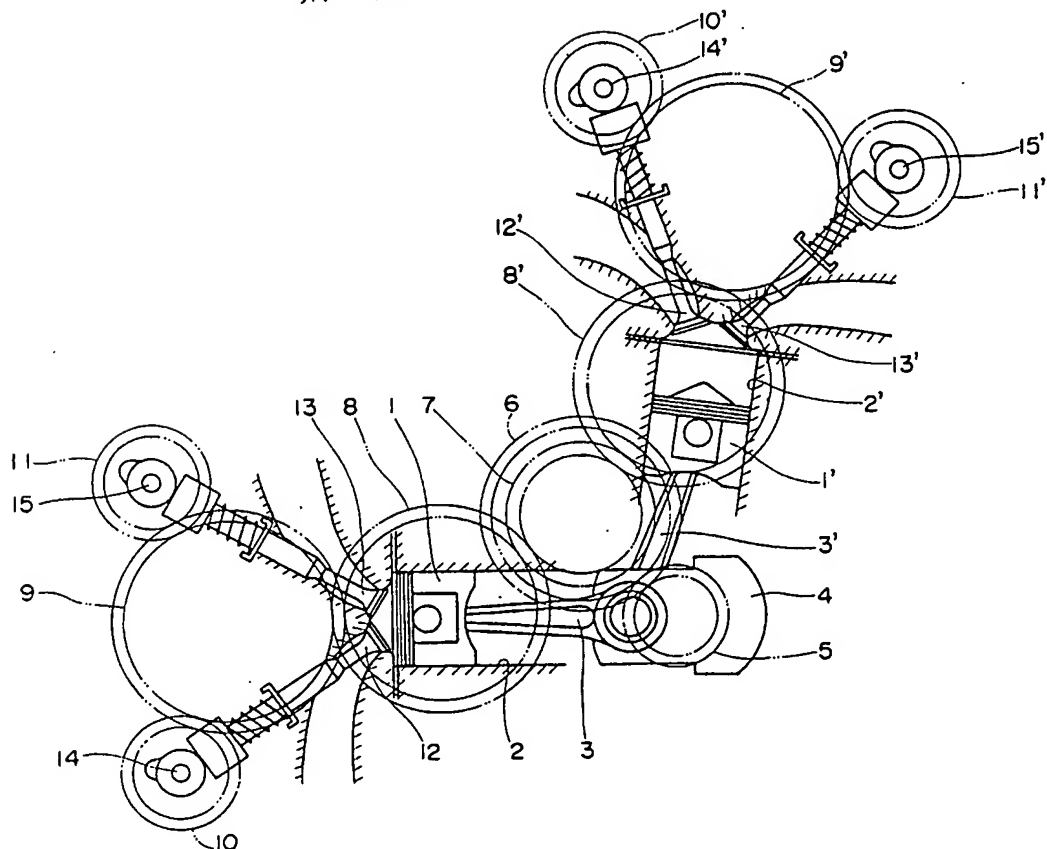
第1図は本発明の一実施例を示すバックラッシュ低減装置を備えたV型多気筒エンジン動弁カム軸駆動装置の側面図、第2図は同要部の側断面図、第3図は同断面図、第4図は作用説明図、第5図は本発明の第2実施例を示す要部側断面図、第6図は本発明の第3実施例を示す側断面図である。

7…駆動側アイドル歯車（駆動側歯車）、8、8'…中間アイドル歯車、16…回転軸、17…主歯車、18…副歯車、21…重錘部材（第1の手段）、22…マグネット（第2の手段）、22'…コイルばね（第2の手段）22''…コイルばね（第2の手段）。

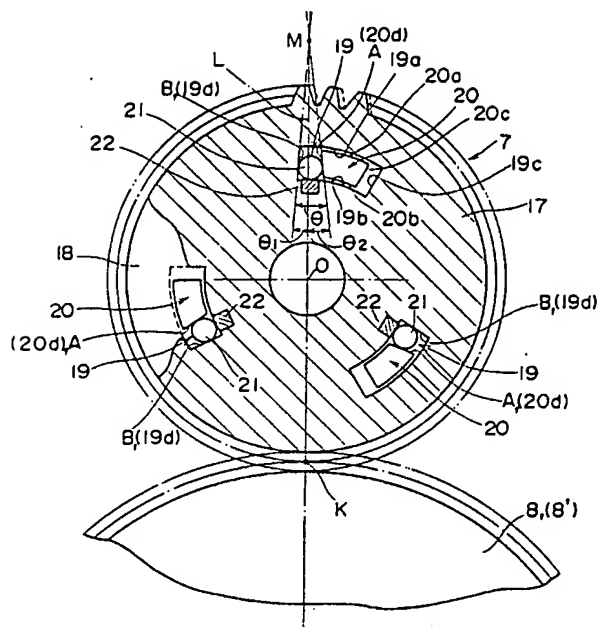
出願人 本田技研工業株式会社

代理人 井理士 渡部 敏彦

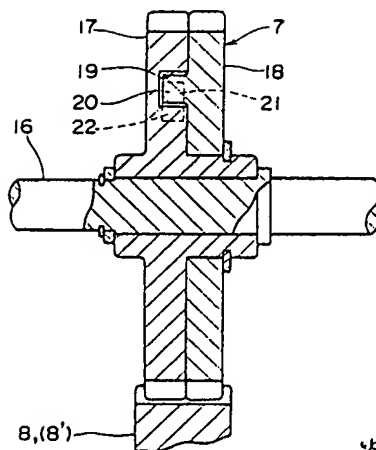
第1図



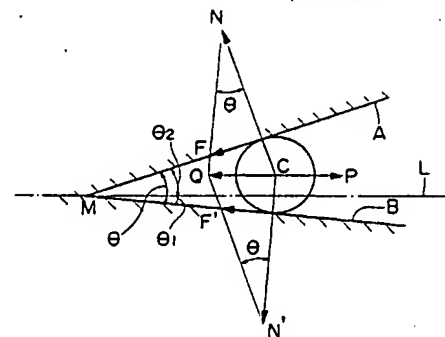
第2図



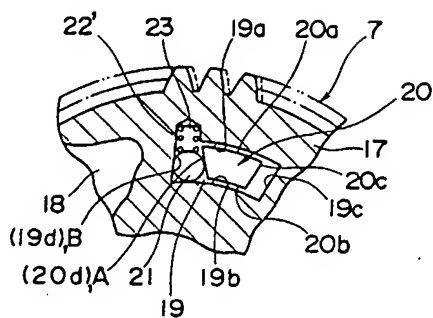
第3図



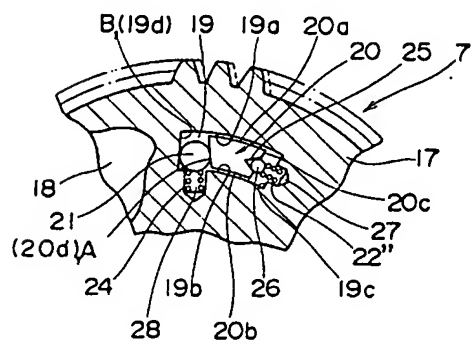
第4図



第5図



第6図



**PAT-NO:** JP362035162A

**DOCUMENT-IDENTIFIER:** JP 62035162 A

**TITLE:** BACKLASH REDUCING DEVICE FOR GEAR TRANSMISSION SYSTEM

**PUBN-DATE:** February 16, 1987

**INVENTOR-INFORMATION:**

**NAME**

TOMITA, TAKAO

**ASSIGNEE-INFORMATION:**

**NAME**

HONDA MOTOR CO LTD

**COUNTRY**

N/A

**APPL-NO:** JP60174620

**APPL-DATE:** August 8, 1985

**INT-CL (IPC):** F16H055/18

**ABSTRACT:**

**PURPOSE:** To reduce a meshing noise, by providing two means, which relatively turn both a main gear and a subgear in accordance with centrifugal force so as to reduce backlash between a driving side gear and a drive side gear, between the main gear and the subgear.

**CONSTITUTION:** A driving side idle gear 7, comprising a main gear 17 and a subgear 18, contains a weight member 21, movably along a diametric direction of the main gear 17, between one holding surface B and the other holding surface A. The weight member 21, moving to the peripheral side by centrifugal force to relatively turn the main gear 17 and the subgear 18, reduces backlash. While a magnet 22, provided in each groove 19 of the main gear 17, attractively attaches the weight member 21 to the center side of the main gear 17 when the weight member generates small centrifugal force. Consequently, the backlash can be surely reduced over the total range from a low speed to a high speed.

**COPYRIGHT:** (C)1987,JPO&Japio